

Abstract of FR 1 480 749

The invention relates to a compressor comprising a housing wall defining a chamber with an opening for the input of the fluid to be compressed and an opening for the outlet of the compressed fluid, two lobar rotors that are arranged in the chamber and are fixed to spaced apart shafts and a means for driving the rotors at the same speed in opposite directions. Each of the rotors is constituted by a certain number of lobes having an essentially epicycloid profile and by the same number of depressions having an essentially hypocycloid profile and alternating with the lobes. Each epicycloid lobe is produced by a point of a circle of a moving centrode which has a diameter maximally equal to A and rolls without sliding externally to certain arcs of a circle of a basis having a diameter B, and each hypocycloid depression is produced by a point of a circle of a moving centrode at least equal to A which rolls without sliding internally to certain arcs of the same basis circle that alternate with the previous arcs. The diameters A and B are associated by the relation $A = B/2N$, wherein N is the number of lobes and the center distance of the supporting shafts of the rotors is equal to B.

This Page Blank (uspto)

BREVET D'INVENTION

MINISTÈRE DE L'INDUSTRIE

P. V. n° 62.464

N° 1.480.749

SERVICE

Classification internationale : F 04 c // F 01 n

de la PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE

Compresseur du type Roots.

Société dite : MIDLAND - ROSS CORPORATION résidant aux États-Unis d'Amérique.

Demandé le 23 mai 1966, à 10h 28^m, à Paris.

Délivré par arrêté du 3 avril 1967.

(Bulletin officiel de la Propriété industrielle, n° 19 du 12 mai 1967.)

La présente invention concerne un appareil perfectionné assurant la compression de fluide et en particulier de fluides aussi compressibles que l'air. Plus précisément l'invention a trait à un compresseur perfectionné du type à rotor multiple lobé, souvent dit « du type Roots », d'après un brevet ancien définissant le profil de ce rotor (brevet américain de « Reissue » n° 2.369 du 2 octobre 1866).

Un tel compresseur est constitué par deux éléments rotatifs ou rotors qui sont entraînés en rotation dans des sens opposés autour de deux arbres parallèles, écartés l'un de l'autre, dans une chambre d'un profil interne approprié. Chaque rotor comporte un certain nombre de lobes (généralement deux) s'étendant jusqu'au pourtour de la chambre et écartés l'un de l'autre, ainsi qu'un nombre égal de renforcements alternant avec les lobes. Dans la pratique courante les lobes et renforcements alternés sont le plus souvent profilés en arcs de cercle de même diamètre.

Dans une telle structure les rotations des deux rotors sont accordées, par exemple au moyen d'engrenages de distribution, et l'entraxe entre les arbres des rotors calculé et conservé, pour qu'un certain jeu prédéterminé soit continuellement maintenu entre les rotors, alors que le lobe de l'un et le renforcement de l'autre, dans leurs rotations, viennent progressivement en regard l'un de l'autre puis s'éloignent de cette position relative. Le but de ce jeu est évidemment d'empêcher l'usure qui se produirait si les rotors étaient autorisés à frotter l'un contre l'autre. Cependant le jeu ainsi ménagé entre les rotors constitue par lui-même une voie par laquelle le fluide comprimé peut s'échapper en retour, du côté refoulement au côté aspiration du compresseur, ce qui a pour conséquence une réduction du rendement volumétrique du compresseur. Sorte de retour d'air, cette fuite est une constante pour tout compresseur donné à une pression donnée, en ce sens qu'elle est indépendante de la vitesse du compresseur. C'est pourquoi le rendement volumétrique d'un com-

presseur du type Roots diminue notablement au fur et à mesure que la vitesse du compresseur décroît à partir de sa vitesse maximale ou nominale. Cette caractéristique des compresseurs du type Roots a eu pour effet de limiter le champ de leurs applications industrielles à celles où la vitesse de rotation est sensiblement constante (débit volumétrique constant). Mais conformément à la présente invention un compresseur du type Roots peut avoir des rotors d'un profil nouveau, ce qui a l'avantage de réduire au minimum le « retour d'air » du compresseur et entraîne la possibilité d'étendre le champ des applications industrielles de ce compresseur à celles comportant une importante gamme de variation de la vitesse de rotation. Une des applications prévues pour ce compresseur est la fourniture de l'air comprimé nécessaire aux équipements d'épuration des gaz d'échappement des voitures automobiles selon le système dit « ManAirOx » (oxydation par l'air dans le circuit d'échappement) que l'on est actuellement en train de mettre au point dans le cadre des campagnes anti-fumées de Los Angeles et d'autres agglomérations. Les spécifications couramment requises pour un compresseur d'un tel équipement comprennent la possibilité de fournir 60 à 850 l d'air (aux conditions normales) par minute, cet air étant à une compression de 0-0,7 kg/cm² sur un intervalle de vitesse allant de 1 000 à 10 000 t/mn. Dans l'art antérieur à la présente invention, on ne connaissait pas de compresseurs du type Roots, qui puissent répondre correctement à ces spécifications.

L'invention sera mieux comprise à la lecture de la description qui suit, en relation avec les dessins annexés dans lesquels :

La figure 1 est une coupe axiale d'un compresseur répondant à l'invention;

La figure 2 est une coupe transversale du même compresseur, prise selon la ligne 2-2 de la figure 1;

La figure 3 est une vue schématique d'un rotor montrant la géométrie de son profil;

Les figures 4 et 5 sont des vues schématiques

de l'ensemble de deux rotors conformes à celui de la figure 3, montrant les jeux ménagés entre les deux rotors d'une part, entre chaque rotor et la face interne de la paroi de l'enceinte d'autre part, pour deux positions relatives des deux rotors.

En se référant maintenant aux figures 1 et 2 qui représentent une forme préférée de réalisation, un compresseur est constitué par un carter moulé 11, fermé sur son pourtour par une paroi 12, compartimenté par une paroi interne 13 d'orientation générale transverse par rapport à la paroi périphérique et de position intermédiaire entre les extrémités frontales du carter. La paroi périphérique 12 et la paroi interne 13 ont pour effet de former deux chambres adjacentes 14 et 15, chacune d'elle étant ouverte du côté opposé à l'autre chambre. Les chambres 14 et 15 sont normalement fermées par des plaques de fermeture, 16 et 17 respectivement, qui sont fixées au carter 11 au moyen de vis 18 s'insérant dans des trous 19 taraudés dans le carter 11. Les plaques de fermeture 16-17 sont représentées comme étant elles aussi venues de fonderie et elles sont toutes les deux pourvues extérieurement d'ailettes 21 pour la dissipation de la chaleur. La paroi 12 elle aussi est extérieurement pourvue d'ailettes 21 de dissipation de chaleur.

Dans la chambre 15 est montée une paire de rotors lobés 22-23 qui sont identiques, sous réserve seulement des tolérances de fabrication minimales de ces éléments identiques. Les deux rotors 22-23 sont calés au moyen de goupilles 26-27 sur des arbres parallèles, 24-25 respectivement, et écartés l'un de l'autre. L'arbre 25 tourne par des roulements 28-29, écartés l'un de l'autre et disposés dans la chambre 14; il a un tronçon qui sort de la chambre 14 à travers la plaque de fermeture 16 pour être connecté à un moyen d'entraînement (non représenté). L'arbre 24 tourne pareillement par des roulements 31-32 écartés l'un de l'autre et disposés dans la chambre 14; il porte un pignon 33 calé sur lui entre les roulements 31 et 32. Ce pignon 33 engrène avec un pignon similaire 34, calé sur l'arbre 25 entre les roulements 28 et 29. Dans ces conditions l'entraînement de l'arbre 25 par des moyens extérieurs au compresseur se traduit par les rotations, en sens opposés, des rotors 22 et 23.

Comme le montre la figure 2, quand l'arbre 25 et le rotor 23 tournent dans le sens des aiguilles d'une montre, ce qui correspond à une rotation en sens inverse de l'arbre 24 et du rotor 22, un effet de compression est exercé par les rotors sur un fluide entrant dans la chambre 15 par la tubulure 35 (taraudée pour raccordement d'une canalisation d'arrivée de fluide), ce qui force le fluide à sortir de la chambre 15, par la tubulure de refoulement 36, à pression plus élevée.

Comme le montre la figure 3, le profil géométrique de chacun des rotors 22 et 23 est constitué par un certain nombre (deux dans le cas de la figure) de lobes, ayant chacun la forme d'un tronçon d'épicycloïde, et par un nombre égal de renfoncements, séparant chacun deux lobes successifs, et ayant chacun la forme d'un tronçon d'hypocycloïde. La courbe en trait interrompu correspond au profil d'un rotor théorique à deux tronçons épicycloïdaux alternant avec deux tronçons hypocycloïdaux, profil engendré à partir d'un cercle-base de diamètre B par un point d'un cercle-roulante de diamètre A, roulant sans glissement sur le cercle-base, alternativement pour un tour extérieurement à ce cercle et pour le tour suivant intérieurement à ce cercle. Pour engendrer un tel profil, il faut qu'entre le diamètre B de la roulante et le diamètre A de la base on ait la relation $A = B/2N$, où N est le nombre de lobes voulu pour le profil du rotor. C'est ainsi par exemple que pour engendrer le profil d'un rotor à deux lobes, la relation entre le diamètre A de la roulante et le diamètre B de la base doit être $A = B/4$.

Si l'on construisait un compresseur de façon à ce que ses deux rotors identiques aient chacun un profil en épicycloïde et hypocycloïde alternées répondant à la relation $A = B/2N$ et à ce que ces deux rotors soient calés sur des arbres parallèles d'entraxe égal au diamètre B du cercle-base, on aurait théoriquement contact permanent des deux rotors le long d'une génératrice commune pendant tout le cycle de rotation, sans qu'il y ait ni jeu ni recoupement à aucun moment de ce cycle. Mais bien entendu pratiquement il n'est pas question de prévoir un contact entre les deux rotors à aucun moment, du fait que le frottement d'un rotor sur l'arbre engendrerait une quantité de chaleur excessive à des vitesses de régime pouvant aller jusqu'à environ 10 000 t/mn, ce qui entraînerait une usure excessive, et aussi du fait que les inévitables tolérances de fabrication à partir du profil théorique pourraient conduire à des « points durs » entre les rotors, ce qui compromettrait le bon fonctionnement du compresseur.

Il est donc indispensable que le profil de chaque rotor s'écarte du profil constitué par des tronçons alternés d'épicycloïde et d'hypocycloïde, engendrés à partir d'un cercle-base unique par un point d'un cercle-roulante roulant alternativement à l'extérieur et à l'intérieur du précédent, ce profil étant appelé par la suite « profil théorique », pour ménager au contraire des jeux convenables entre les différentes parties du compresseur. Mais il importe également que le jeu prévu entre deux parties quelconques du compresseur à un moment déterminé du cycle n'excède pas celui qui est requis, compte tenu de la relative difficulté à la fabrication d'amener le jeu à sa valeur optimale, car un jeu excessif

conduit à une fuite accrue et à un rendement volumétrique réduit. Les points (ou plus exactement les génératrices) où un jeu est nécessaire entre parties différentes du compresseur sont les suivants, classés dans l'ordre d'importance croissante au point de vue de la difficulté de réaliser en fabrication un jeu de valeur optimale :

1° Entre le point du profil de chaque lobe épicycloïdal, qui est le plus éloigné de l'axe géométrique de rotation du rotor, et le profil interne de la paroi 12 du compresseur (on notera en passant que le profil interne de la paroi 12 est le contour extérieur d'un ensemble de deux cercles sécants, de même diamètre D , lié à celui B du cercle-base par la relation $D = B + B/N$, ces deux cercles étant centrés sur les axes géométriques des arbres, 24 et 25 respectivement, des rotors, lesquels de leur côté sont séparés par une distance égale au diamètre B du cercle-base de chaque rotor). Le jeu à prévoir en ce point est le moins critique, car la précision d'usinage à prévoir n'intéresse qu'un seul rotor — l'élément dont la géométrie métrique est relativement la plus difficile à tenir — et non pas les deux rotors;

2° Entre les deux rotors quand ils sont orientés à angle droit l'un de l'autre (voir figure 4). Le jeu en ce point est plus critique que le précédent car il est affecté par la précision d'usinage des deux rotors ainsi que par celle de réalisation de l'entraxe entre leurs arbres;

3° Entre les deux rotors quand ils sont orientés parallèlement l'un à l'autre (voir fig. 5). En plus du fait que le jeu en ce point est lui aussi affecté par la précision d'usinage des deux rotors ainsi que par celle de réalisation de l'entraxe entre leurs arbres, il l'est aussi par la précision de la position angulaire relative des deux rotors laquelle à son tour est conditionnée par des facteurs tels que le jeu angulaire dans les engrenages d'entraînement et la déformation de torsion des arbres des rotors.

C'est pourquoi il est désirable d'apporter au profil théorique certaines modifications qui donnent un jeu satisfaisant entre les deux rotors quand ils sont orientés parallèlement l'un à l'autre; un jeu moindre mais restant néanmoins satisfaisant entre les deux rotors quand ils sont orientés à angle droit l'un de l'autre; un jeu encore moindre, mais encore satisfaisant, entre le point de chaque lobe le plus éloigné de l'axe et le profil interne de la paroi du compresseur. On peut satisfaire à cet ordre de priorité des jeux en construisant de telle façon chaque rotor par lobes épicycloïdaux et renforcements hypocycloïdaux alternés, que chaque lobe épicycloïdal soit engendré au moyen d'un cercle-roulante d'un diamètre inférieur au diamètre théorique $B/2N$ d'une valeur C , et à ce que chaque renforcement hypocycloïdal soit engen-

dré au moyen d'un cercle-roulante d'un diamètre inférieur au diamètre théorique $B/2N$ de la même valeur C . C'est ce que montre la figure 3 qui donne le demi-profil d'un rotor ainsi modifié, comprenant un lobe épicycloïdal, à droite d'un renforcement hypocycloïdal, lui-même en haut de la figure.

Comme le montrent les figures 4 et 5, un compresseur dont les rotors ont chacun le profil modifié de la figure 3, fait apparaître le jeu calculé de C entre le point de chaque lobe le plus éloigné de l'axe et le profil interne de la paroi du compresseur. Comme le montre la figure 4, les rotors présentent alors un jeu calculé de $2C$ quand ils sont orientés à 90° l'un de l'autre. Et comme le montre la figure 5, ils ont un jeu calculé de πC quand ils sont orientés parallèlement l'un à l'autre. Cet ordre croissant des valeurs des jeux théoriques s'accorde très bien avec l'ordre croissant des difficultés de réalisation à l'usinage de ces jeux calculés, et la méthode employée est vraisemblablement la seule qui permette d'arriver à ce résultat.

A titre d'exemple présenté à des fins de plus ample illustration et de meilleure présentation de l'invention, on a constaté qu'un compresseur à rotors bilobés construit conformément aux données de la présente invention, où le diamètre B du cercle-base de chaque rotor était de 38 cm, et la valeur de C , mesurant par rapport à $A = B/4$ l'écart en moins du diamètre du cercle-roulante de chaque lobe épicycloïdal et l'écart en plus du diamètre du cercle-roulante de chaque renforcement hypocycloïdal, de l'ordre de 25μ , était en mesure de fonctionner dans les limites des spécifications fixées par un certain nombre de constructions d'automobiles dans le domaine des équipements d'épuration des gaz d'échappement du système précité dit « ManAirOx ».

En ce qui concerne les techniques connues de fabrication permettant de réaliser avec la précision nécessaire la géométrie d'un organe dont le profil peut être défini par une formule algébrique, l'homme de l'art sait pertinemment qu'il en existe un certain nombre, qui permettent par conséquent de fabriquer les rotors d'un compresseur du type Roots conformément au profil préconisé par l'invention. On a constaté par exemple que lesdits rotors pouvaient être fabriqués de façon extrêmement précise et en série à partir de poudres métalliques frittées au moyen de matrices construites avec la précision nécessaire. Pour la construction d'une telle matrice on réalise en contre-plaqué un modèle du profil du rotor, à l'échelle d'environ 100 fois la dimension vraie, au moyen d'une perceuse à découpe de gabarits qui travaille avec précision selon un système de coordonnées, à la fois pour déterminer chaque point du profil à découper et pour percer le trou correspondant. Le modèle en contre-plaqué est rectifié et ensuite réduit en

une ou plusieurs fois au moyen d'un pantographe pour aboutir à un calibre extrêmement précis servant à faire la matrice.

La description qui précède devant conduire à la mise en œuvre de l'invention a été rédigée de façon aussi complète, claire, concise et précise que possible, de façon à permettre à tout homme de l'art de la comprendre et de pouvoir l'utiliser. Il doit être entendu cependant que l'on considère comme possible d'autres modes de mise en œuvre par l'homme de l'art, mais qui restent du domaine de l'invention, uniquement définie par le résumé ci-après.

RÉSUMÉ

1° L'invention concerne un compresseur comprenant une paroi de carter définissant une chambre ayant un orifice pour l'entrée du fluide à comprimer et un orifice pour la sortie du fluide comprimé, une paire de rotors lobés disposés à l'intérieur de ladite chambre et calés sur des arbres écartés l'un de l'autre; un moyen d'entraîner les rotors à la même vitesse en sens opposés; caractérisé en ce que chacun desdits rotors est constitué par un certain nombre de lobes de profil sensiblement épicycloïdal et par un nombre égal de renforcements de profil sensiblement hypocycloïdal, alternant avec lesdits lobes; chaque lobe épicycloïdal est engendré par un point d'un cercle-roulante d'un diamètre au plus égal à A, roulant sans glissement extérieurement à certains arcs d'un cercle-base d'un

diamètre B, et chaque renforcement hypocycloïdal est engendré par un point d'un cercle-roulante au moins égal à A, roulant sans glissement intérieurement à certains arcs, alternant avec les précédents, du même cercle-base, les diamètres A et B étant liés par la relation $A = B/2N$ où N est le nombre de lobes; l'entraxe des arbres porteurs des rotors est égal à B;

2° Le compresseur de l'invention est caractérisé en outre par les points suivants pris isolément ou en combinaison :

2,1. Ladite paroi de carter est une paroi enveloppant l'ensemble des deux rotors et dont la face interne a en conséquence comme profil sensiblement le contour extérieur de deux cercles égaux sécants centrés sur les axes géométriques desdits rotors et de diamètre commun $D = B + B/N$;

2,2. Chacun desdits rotors a chacun de ses lobes épicycloïdaux engendré au moyen d'un cercle-roulante de diamètre A — C et chacun de ses renforcements épicycloïdaux engendré au moyen d'un cercle-roulante de diamètre A + C, C ne dépassant pas 0,001 B;

2,3. Chacun desdits rotors est à deux lobes et deux renforcements, ce qui fait que $N = 2$.

Société dite : MIDLAND - ROSS CORPORATION

Par procuration :

Cabinet René MARTINET

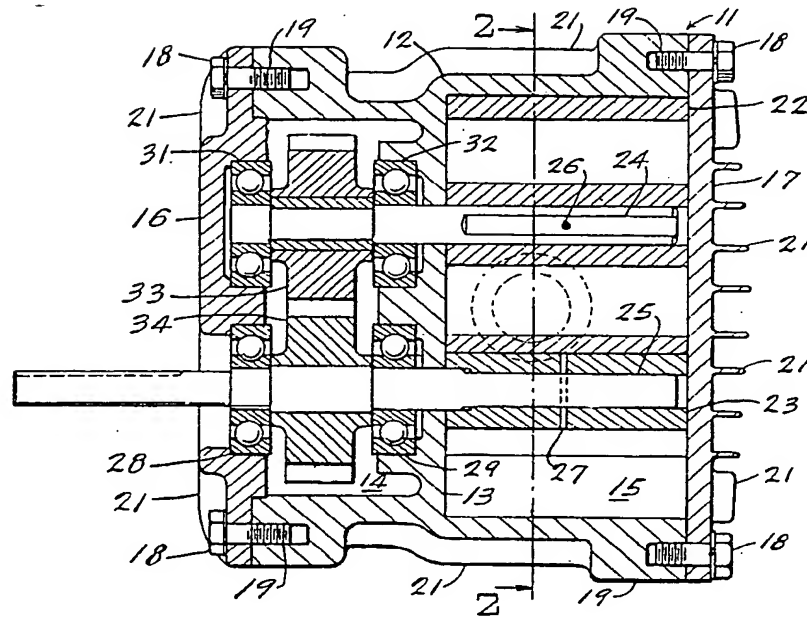


FIG-1-

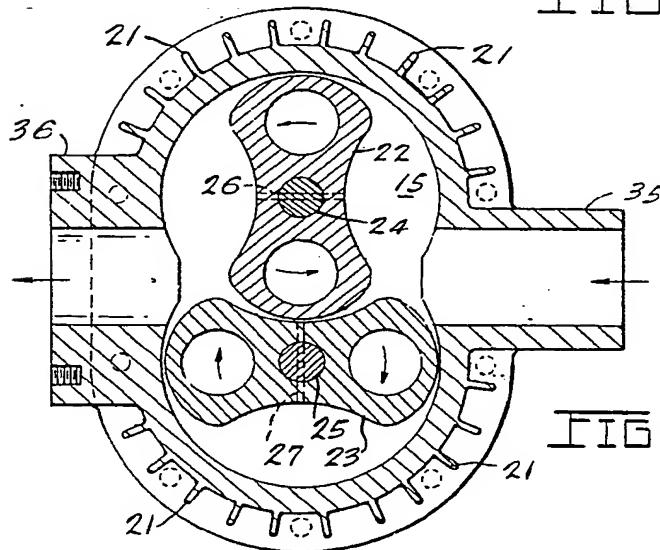


FIG-2-

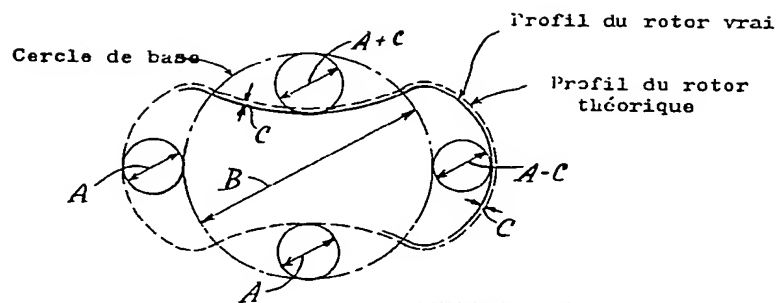


FIG-3-

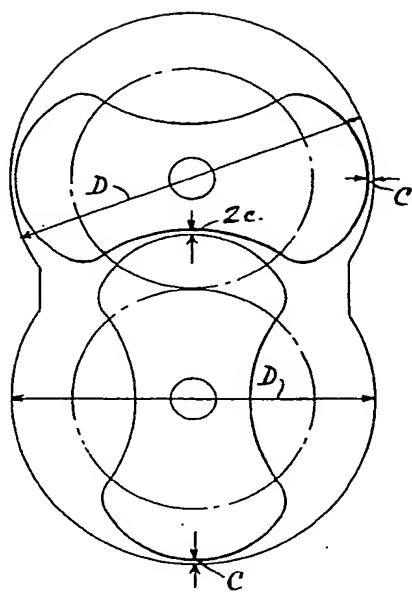


FIG-4-

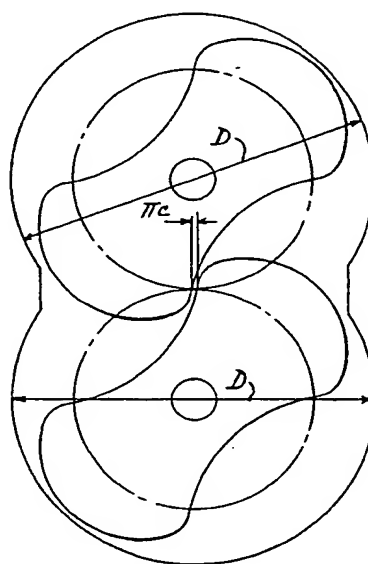


FIG-5-